

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

**Návrh dílenských pákových nůžek**  
**Design of Workshop Lever Shears**

Student: Marek Tošenovjan  
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2016

## Zadání bakalářské práce

Student: **Marek Tošenovjan**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Návrh dílenských pákových nůžek**  
**Design of Workshop Lever Shears**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte ruční pákové nůžky pro tyto parametry:

- max. tloušťka stříhaného materiálu 5 mm, délka nožů cca 200 mm
- stříhaný materiál ocel, slitiny na bázi hliníku, mědi
- max. ovládací síla na páce 180 N.

Zpracujte stručnou rešerši, technickou dokumentaci s návrhovými a kontrolními výpočty a výkresovou dokumentaci (výkres sestavy, min. jeden vybraný výrobní výkres).

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

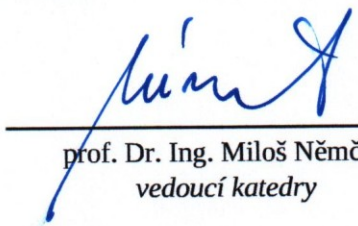
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.05.2016

Jošenovjan Marek

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložena vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.05.2016

Tošenovjan Marek

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Marek Tošenovjan

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Raškovice 449, 739 04 Pražmo

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Danieli Pišťáčkovi, Ph.D. za odborné vedení a poskytnutí užitečných rad při zpracování této práce.

## **Anotace bakalářské práce**

TOŠENOVJAN, M. *Návrh dílenských pákových nůžek: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 36 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem a pevnostní kontrolou dílenských pákových nůžek. V úvodu jsou představeny jednotlivé druhy nůžek pro stříhání plechů, pásů a profilů. V další části je popsáno stříhání z technologického hlediska, určení střížné síly pro přestřížení daných materiálů a stanovení střížné mezery. Hlavní částí práce je návrh konstrukce nůžek pro zadané parametry. Nakonec je provedena pevnostní kontrola kritických součástí. V příloze bakalářské práce je obsažena částečná výkresová dokumentace.

## **Annotation of Bachelor Thesis**

TOŠENOVJAN, M. *Design of Workshop Lever Shears: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms, 2016, 36 p. Thesis head: Pišťáček, D.

The bachelor thesis deals with engineering design and strength control of workshop lever shears. The introduction present different types of shears designed for cutting metal sheets, strips and sections. Next there is described cutting process from a technological point of view, shear force determination for the cutting off the specific materials and determination of shearing gap. The main part deals with engineering design of the shears with specified input parametres. Finally it is done a strength control of critical components. Partial drawing documentation is contained in the enclosure of the bachelor thesis.

## Obsah

Seznam použitého značení .....	1
0 Úvod.....	3
1 Přehled druhů nůžek.....	4
1.1 Rozdělení dle druhu stříhaného materiálu.....	4
1.2 Rozdělení dle typu pohonu.....	7
1.3 Rozdělení dle typu převodu .....	7
2 Teorie stříhání .....	9
2.1 Střížná plocha.....	9
2.2 Střížná mezera.....	10
2.2.1 Určení velikosti střížné mezery z diagramu .....	11
2.2.2 Určení velikosti střížné mezery početně .....	12
2.3 Stříhání skloněnými noži.....	12
2.3.1 Střížná síla.....	13
2.3.2 Střížná práce.....	14
3 Konstrukční návrh.....	15
3.1 Výpočet střížné síly.....	15
3.2 Volba a návrh převodu .....	17
3.2.1 Postup výpočtu .....	17
3.2.2 Návrh geometrie soukolí .....	20
4 Pevnostní kontrola.....	22
4.1 Kontrola ozubení.....	22
4.2 Kontrola ovládací páky .....	23
4.3 Pevnostní kontrola čepů .....	25
4.4 Pevnostní kontrola svařence těla nůžek .....	27
4.5 Kontrola šroubů připojení ke stolu.....	31
5 Konstrukce přidavných zařízení.....	33
5.1 Nastavení střížné mezery .....	33
5.2 Doporučení použití dalších přidavných zařízení .....	33
6 Závěr .....	34
7 Seznam použité literatury.....	35
Seznam příloh .....	36

## Seznam použitého značení

$F_P$	ovládací síla na páce	[N]
$F_s$	střížná síla	[N]
$F_t$	tečná síla v ozubení	[N]
$L_P$	délka ovládací páky	[mm]
$M_{k1}$	moment vyvozený ovládací pákou	[Nm]
$M_{k2}$	moment přenesený na nůž	[Nm]
$M_o$	ohybový moment	[Nm]
$R$	vzdálenost místa stříhu od osy kola	[mm]
$R_A$	výsledná reakce na pevný čep	[N]
$R_{Ay}$	reakce na pevný čep v ose y	[N]
$R_{By}$	reakce na pohyblivý čep v ose y	[N]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_{ms}$	mez pevnosti ve stříhu	[MPa]
$R_r$	radiální síla v ozubení	[N]
$W_o$	průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$a$	nosný charakteristický rozměr svaru	[mm]
$a_w$	osová vzdálenost ozubených kol	[mm]
$d_{a1,2}$	průměr hlavové kružnice	[mm]
$d_{w1,2}$	průměr valivé kružnice	[mm]
$i$	převodový poměr	[-]
$k_s$	součinitel statické bezpečnosti	[-]
$k_{\perp}$	převodní součinitel svaru pro tah	[-]
$k_{//}$	převodní součinitel svaru pro smyk	[-]
$l$	délka nožů	[mm]
$l_A$	vzdálenost místa stříhu od osy nehybného kola	[mm]
$l_B$	vzdálenost místa stříhu od osy pastorku	[mm]
$m$	modul	[mm]
$p_D$	dovolený tlak	[MPa]
$s$	tloušťka stříhaného materiálu	[mm]
$t$	tloušťka svaru	[mm]
$v$	velikost střížné vůle	[mm]



$z$	velikost střížné mezery	[mm]
$z_1$	počet zubů pastorku	[-]
$z_2$	počet zubů nehybného kola	[-]
$\beta$	součinitel tloušťky svaru	[-]
$\eta_{OK}$	účinnost ozubení	[-]
$\lambda$	úhel sklonu horního nože	[°]
$\sigma_o$	napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_t$	tahové napětí	[MPa]
$\sigma_{red}^I$	výsledné napětí v místě I svaru	[MPa]
$\sigma_{red}^{II}$	výsledné napětí v místě II svaru	[MPa]
$\tau$	smykové napětí	[MPa]
$\tau_{//}$	smykové napětí ve svaru	[MPa]
$\tau_{\perp}^I$	kolmé (tahové) napětí v místě I svaru	[MPa]
$\tau_{\perp}^{II}$	kolmé (tahové) napětí v místě II svaru	[MPa]

## 0 Úvod

Bakalářská práce se zabývá návrhem tvářecího stroje – ručních pákových nůžek pro dílenské využití. Pákovými nůžkami budou stříhány plechy různých materiálů (ocel, slitiny hliníku a mědi) maximální tloušťky 5 mm. Maximální střižná délka (délka nožů) je 200 mm. Maximální ovládací síla na páce je 180 N.

V úvodu práce je zpracována rešerše, ve které je uvedený přehled a rozdělení jednotlivých druhů pákových nůžek dle určitých kritérií. Práce je dále složena z teoretické části a samotného konstrukčního návrhu. Teoretická část se zabývá teorií stříhání, určením střižné síly a střižné mezery. Na základě teorie a zadaných parametrů je zpracován konstrukční návrh nůžek, který obsahuje návrhové a kontrolní výpočty. Částečná výkresová dokumentace je obsažena v příloze

Stanovil jsem si následující cíle práce.

### Cíle práce:

- Zpracování rešerše
- Stanovení střižné síly, potřebné pro překonání odporu zadaných materiálů proti přestřižení
- Návrh vhodného tvaru nože pro zajištění konstantního úhlu stříhu
- Zvolení druhu převodu, dle zadané ovládací síly na páce a zjištěné střižné síly navrhnout vhodný převodový poměr
- Provedení pevnostní kontroly navrženého převodu (soukolí)
- Zpracování konstrukčního návrhu pákových nůžek
- Pevnostní kontrola kritických míst

## 1 Přehled druhů nůžek

Nůžky se používají v dílnách, či provozech pro stříhání – beztržiskovému dělení materiálu. Jednotlivé typy nůžek můžeme rozdělit dle druhu stříhaného materiálu, typu pohonu nebo typu převodu.

### 1.1 Rozdělení dle druhu stříhaného materiálu

Rozlišujeme *plošné stříhání* – slouží k dělení plechů a *objemové stříhání* – slouží k dělení profilů a tyčí různých průřezů. Podle stříhaného materiálu a typu stříhání můžeme nůžky rozdělit na následující.

#### Tabulové nůžky

Tabulové nůžky se používají pro stříhání plechů a pásů menší tloušťky do cca 3 mm. Délka stříhu bez posunu materiálu bývá cca 1000 mm. Horní nůž bývá oblý, aby byl zajištěn konstantní úhel sklonu nožů a tím i konstantní střížná síla.



Obr. 1.1 – Tabulové ruční pákové nůžky (Holzmann BSS 1000) [11]

### **Pákové nůžky**

Pákové nůžky se používají pro stříhání plechů, pásů a tyčí (plochých, kruhových) s tloušťkou až 6 mm a délkou stříhu až 300 mm. Stejně, jako u tabulových nůžek, bývá horní nůž oblý, avšak s větším úhlem sklonu nožů pro dosažení větší střižné síly.



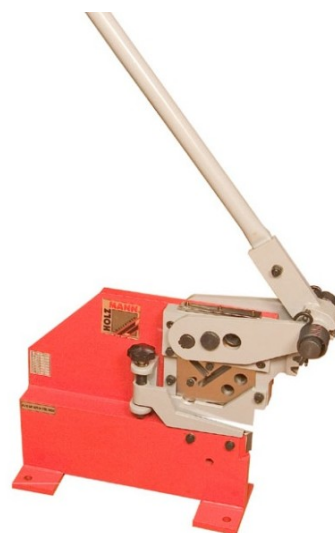
Obr. 1.2 – Ruční pákové nůžky (Holzmann HS 200) [11]

### **Profilové nůžky**

Profilové nůžky se používají pro stříhání plechů, ale především pro stříhání profilů (kruhové, čtvercové a ploché tyče; L a T profily).

#### **Maximální střižné parametry (Holzmann PSS 22)**

délka nožů:	175 mm
tloušťka plechu:	10 mm
tloušťka profilů (L, T):	7 mm
průměr kruhové tyče:	22 mm
čtvercová tyč:	(20 x 20) mm



Obr. 1.3 – Ruční pákové nůžky profilové (Holzmann PSS 22) [11]

### **Kotoučové nůžky**

Kotoučové nůžky jsou vhodné nejen pro přímý stříh, ale hlavně pro stříhání výrobků s plynulým křivkovým obrysem. Díky vroubkovanému hornímu kotoučovému noži je zajištěn konstantní posuv plechu. Nevýhodou může být menší tloušťka stříhaného plechu, ta se pohybuje do cca 1,5 mm.



Obr. 1.4 – Ruční pákové nůžky s kruhovými noži (Holzmann RBS 15) [11]

### **Křivkové nůžky**

Křivkové nůžky jsou vhodné nejen pro přímý stříh, ale hlavně, jak už název napovídá, pro stříhání výrobků s plynulým křivkovým obrysem. Konstrukce nůžek umožňuje během procesu stříhání natáčet plech do boku a tím stříhat složité tvary. Nůžky jsou určeny pro stříhání plechu do tloušťky až 4 mm.



Obr. 1.5 – Ruční pákové nůžky křivkové (Eastwood) [12]

## 1.2 Rozdělení dle typu pohonu

Podle typu pohonu lze rozdělit nůžky na:

- Ruční
- Strojní – elektromechanické  
– hydraulické

## 1.3 Rozdělení dle typu převodu

Pro vyvození dostatečné střížné síly pro přestřížení materiálu pomocí ovládací síly je nutný převod. U ručních pákových nůžek rozlišujeme 3 druhy převodu.

### Bez převodu

Velikost střížné síly závisí jen na délce ovládací páky. Používá se například u tabulových (obr. 1.1) nebo kotoučových nůžek (obr. 1.4).

### Pákový převod

Pákový převod jednoduché konstrukce, používá se u nůžek pro stříhání slabších materiálů.



Obr. 1.6 – Ruční nůžky s pákovým převodem

## **Ozubený převod**

Převod ozubením je vhodný pro stříhání silnějších materiálů.



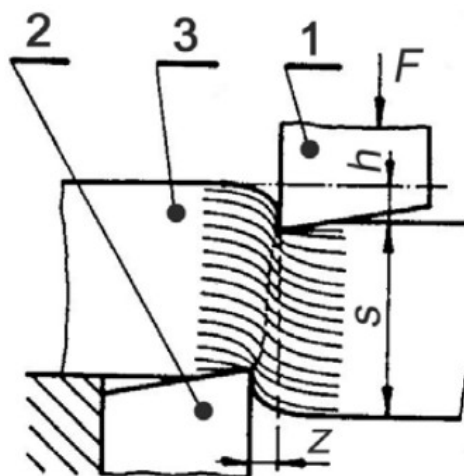
Obr. 1.7 – Ruční nůžky s ozubeným převodem

## 2 Teorie stříhání

Tato kapitola bude zpracována dle literatury [1], [2], [7].

Stříhání se řadí k nejrozšířenějším operacím ve strojírenské výrobě. Používá se při výrobě strojních součástí z tabulí a pásů plechů – *plošné stříhání* nebo součástí z profilů, výkovků atd. – *objemové stříhání*. Dále se budu zabývat prvním zmíněným typem stříhání.

Stříhání je proces, při kterém se oddělují částice materiálu smykovým namáháním, které je vyvozeno působením sil na dvojici nástrojů (nožů) podél křivky stříhu (obr. 2.1).



Obr. 2.1 – Deformace vláken v místě stříhu [1]

(1 – horní nůž, 2 – spodní nůž, 3 – stříhaný materiál,  $s$  – tloušťka stříhaného materiálu,  $h$  – hloubka zatlačení horního nože,  $z$  – střížná mezera)

### 2.1 Střížná plocha

Tvar a kvalitu střížné plochy ovlivňuje druh materiálu, velikost střížné mezery, geometrie střížných nástrojů, stav napjatosti a rychlost stříhání.

#### Rozlišujeme 3 fáze oddělování materiálu:

**zeslabení tloušťky** – vzniká počátečním pěchováním materiálu (pružná deformace), hloubka vniknutí čela pohyblivého nože bývá  $(5 \div 8) \%$  tloušťky stříhaného materiálu

**plastický stříh** – překročením meze kluzu vzniká plastickým zatlačením břitů nože do materiálu, dle tvárnosti dosahuje  $(10 \div 40) \%$  tloušťky materiálu, kvalita stříhu je nejlepší (z hlediska hladkosti a přesnosti)



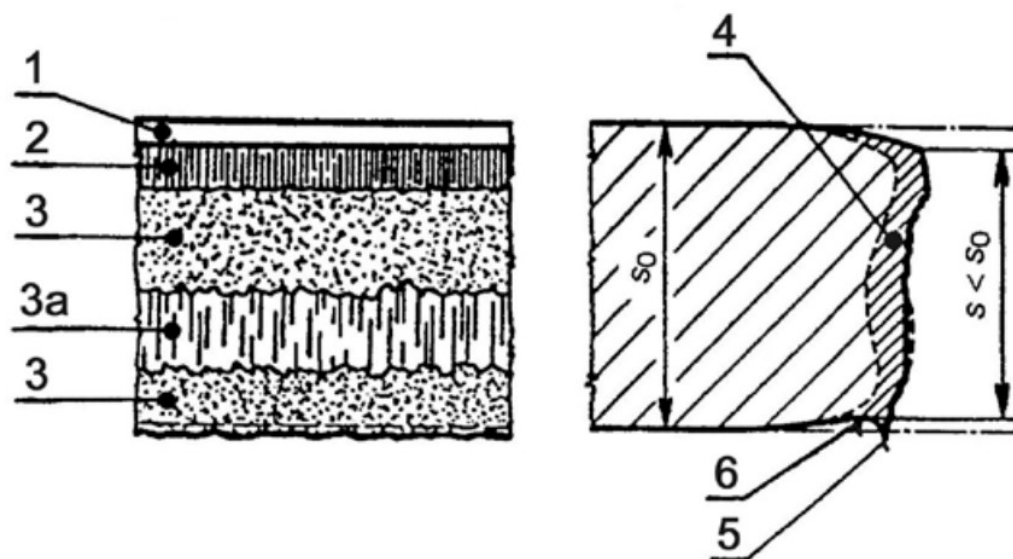
**lom** – překročením meze pevnosti vznikají trhliny, rázem se materiál oddělí, čára lomu má tvar písmene S

#### Dále rozeznáváme oblasti:

**otřep** – vzniká na spodní straně střížné plochy, roste s tvárností materiálu a otupením spodního nože

**vtisk spodního nože** – roste s úhlem čela spodního nože

**zpevnění** – velikost oblasti roste s menší tvárností materiálu a otupením nožů, pro měkké ocelové plechy dosahuje  $(20 \div 30) \%$  tloušťky materiálu

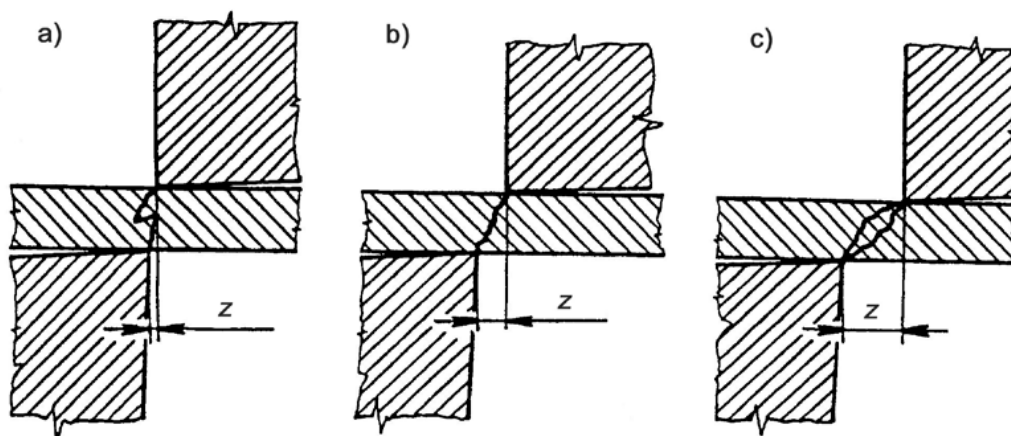


Obr. 2.2 – Oblasti na střížné ploše [2]

(1 – zeslabení tloušťky, 2 – oblast plastického stříhu, 3 – oblast lomu, 3a – oblast otěru, 4 – zpevněná oblast, 5 – otřep, 6 – vtisk spodního nože)

## 2.2 Střížná mezera

Velikost střížné mezery ovlivňuje kvalitu střížné plochy, velikost střížné síly a rychlost otupení nožů. Při správně zvolené velikosti střížné mezery se trhliny vznikající při stříhání setkají. Snahou je dosažení kvalitní střížné plochy s vyvinutím, co nejmenší střížné síly. Optimální velikost střížné mezery je zobrazena na obr. 2.3 b). Velikost střížné mezery lze určit pomocí diagramu nebo početně z empirických vztahů. Volí se  $(3 \div 20) \%$  tloušťky plechu, tím menší, čím je materiál měkčí a tenčí.



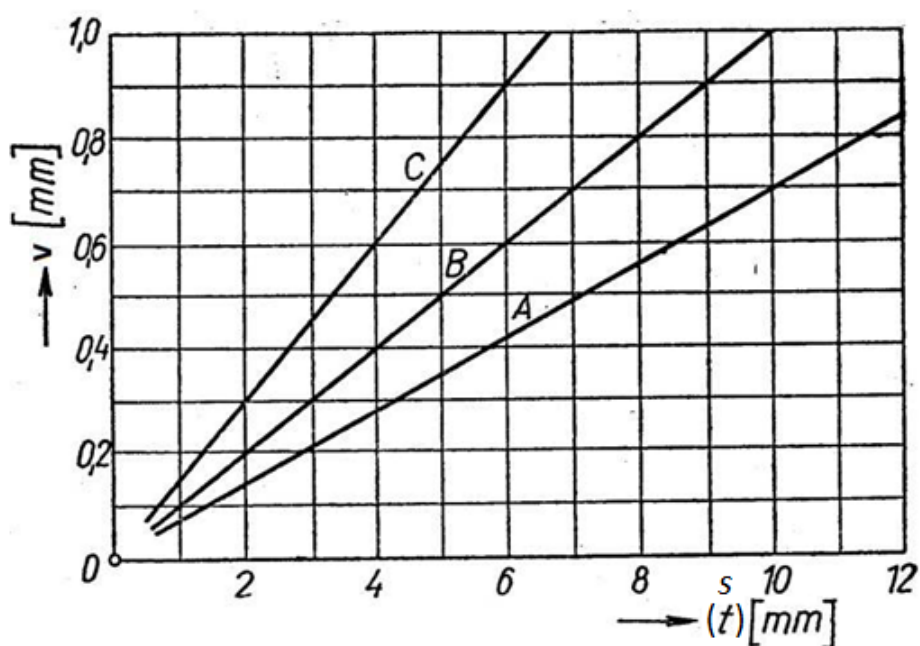
Obr. 2.3 – Vliv střížné mezery  $z$  na kvalitu střížné plochy [1]

(a – malá střížná mezera, b – optimální střížná mezera, c – velká střížná mezera)

### 2.2.1 Určení velikosti střížné mezery $z$ diagramu

Pomocí diagramu (obr. 2.4) lze určit velikost střížné vůle ( $v$ ). Vzhledem k tomu, že v normě jsou uvedeny hodnoty střížné vůle pro stříhadla tj. celková mezera mezi střížníkem a střížnicí, je nutné pro určení střížné mezery ( $z$ ) hodnotu  $z$  diagramu vydělit dvěma.

$$z = \frac{v}{2} \quad (2.1)$$



Obr. 2.4 – Diagram pro určení střížné vůle [3]

(A – hliník, B – měkká ocel, měď, mosaz, C – tvrdá ocel)

### 2.2.2 Určení velikosti střížné mezery početně

Velikost střížné mezery lze určit dle následujících empirických vztahů dle [1]:

**Tenké plechy s tloušťkou do 3 mm:**

$$z = c \cdot s \cdot \sqrt{0,1 \cdot R_{ms}} \quad [\text{mm}] \quad (2.2)$$

**Tlusté plechy s tloušťkou nad 3 mm:**

$$z = (1,5 \cdot c \cdot s - 0,015) \cdot \sqrt{0,1 \cdot R_{ms}} \quad [\text{mm}] \quad (2.3)$$

$c$  – koeficient závislý na druhu stříhání, volí se  $c = (0,005 \div 0,035)$ ,

menší hodnota pro kvalitnější střížnou plochu, větší pro menší střížnou sílu

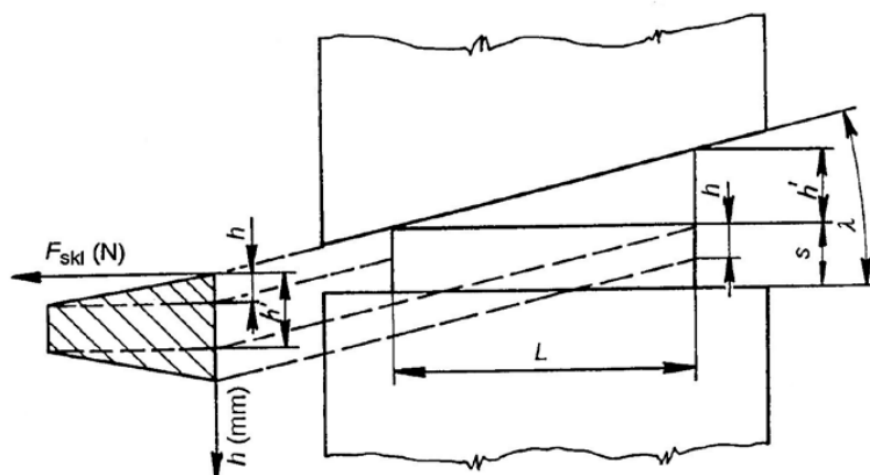
$R_{ms}$  – mez pevnosti materiálu ve stříhu [MPa]

$s$  – tloušťka plechu [mm]

### 2.3 Stříhání skloněnými noži

Pro výpočet pákových nůžek použijí teorii stříhu skloněnými noži dle [2]. Při stříhání pákovými nůžkami se vlivem měnícího se úhlu stříhu (postupně se zmenšuje), mění také střížná síla (zvětšuje se). Později toto vyřeším vhodným tvarem nože, který zajistí stejný úhel po celou dobu stříhu a střížná síla tak bude konstantní.

Výhodou stříhu skloněnými noži je postupný stříh. Materiál není stříhán v celé šířce najednou a tím dochází k významnému snížení střížné síly a rázů. Čím je úhel sklonu horního nože  $\lambda$  vyšší, tím je potřebná střížná síla menší a pracovní zdvih větší. U pákových nůžek se volí  $\lambda = (7 \div 20)^\circ$  dle [7].



Obr. 2.5 – Průběh střížné síly při stříhu skloněnými noži [2]

( $L$  – délka stříhu,  $s$  – tloušťka stříhaného materiálu,  $\lambda$  – úhel sklonu nože,  $h$  – hloubka vniknutí pohyblivé střížné hrany do materiálu,  $F_{skl}$  – střížná síla při stříhu skloněnými noži)

### 2.3.1 Střížná síla

Velikost střížné síly  $F_s$  pro stříh skloněnými noži platí následující vztah dle [2]:

$$F_s = F_{skl} = \frac{\pi \cdot k_1 \cdot k}{4} \cdot \frac{s^2 \cdot R_{ms}}{\operatorname{tg} \lambda} = (0,16 \div 0,50) \cdot \frac{s^2 \cdot R_{ms}}{\operatorname{tg} \lambda} \quad [\text{N}] \quad (2.4)$$

$k_1$  – poměrná hloubka vniknutí nože do materiálu (tab. 2.2)

$k$  – součinitel, zahrnující vlivy zvyšující střížnou sílu (otupení, seřízení nástroje, aj.),

$$k = (1,25 \div 1,50)$$

$R_{ms}$  – mez pevnosti materiálu ve stříhu [MPa] (tab. 2.1)

$s$  – tloušťka plechu [mm]

$\lambda$  – úhel sklonu nože,  $\lambda = (7 \div 20)^\circ$

Při výpočtu budu uvažovat největší možnou střížnou sílu – úpravou (2.4) dostanu:

$$F_s = 0,50 \cdot \frac{s^2 \cdot R_{ms}}{\operatorname{tg} \lambda} = \frac{s^2 \cdot R_{ms}}{2 \cdot \operatorname{tg} \lambda} \quad [\text{N}] \quad (2.5)$$

Tab. 2.1 – Empirické vztahy pro určení pevnosti ve stříhu [2]

Materiál	$R_{ms}$ [MPa]
Ocel	$111,0 + 0,560 R_m$
Mosaz	$117,1 + 0,287 R_m$
Zinek	$100,7 + 0,750 R_m$
Dural	$117,3 + 0,230 R_m$
Hliník, měď	$0,75 R_m$

Tab. 2.2 – Poměrné hloubky vniknutí nože do materiálu  $k_1$  [-] dle [2]

Materiál	Tloušťka stříhaného materiálu $s$ (mm)			
	do 1	1 až 2	2 až 4	nad 4
ocel měkká ( $R_m = 250 \div 350$ MPa)	0,70 ÷ 0,75	0,65 ÷ 0,70	0,55 ÷ 0,65	0,40 ÷ 0,55
ocel středně tvrdá ( $R_m = 350 \div 500$ MPa)	0,60 ÷ 0,65	0,55 ÷ 0,60	0,45 ÷ 0,55	0,35 ÷ 0,45
ocel tvrdá ( $R_m = 500 \div 700$ MPa)	0,47 ÷ 0,50	0,45 ÷ 0,47	0,35 ÷ 0,45	0,25 ÷ 0,35
Al, Cu (žíhané)	0,75 ÷ 0,80	0,70 ÷ 0,75	0,60 ÷ 0,70	0,50 ÷ 0,65

### 2.3.2 Střížná práce

Velikost střížné práce lze určit pomocí následujícího vztahu dle [2]:

$$A = F_s \cdot h = F_s \cdot L \cdot \operatorname{tg} \lambda = F_s \cdot k_1 \cdot s \quad [\text{J}] \quad (2.6)$$

$h$  – hloubka vniknutí nože do materiálu [m]

$L$  – délka stříhu [m]

$\lambda$  – úhel sklonu nože [°]

### 3 Konstrukční návrh

Při zpracovávání konstrukčního návrhu nůžek se budu držet stanovených cílů práce, uvedených v úvodu (viz kap. 0):

#### 3.1 Výpočet střížné síly

Před samotným výpočtem střížné síly, je potřeba zjistit mechanické vlastnosti zadaných stříhaných materiálů (ocel, slitiny hliníku, mědi).

Nůžky budou navrženy pro stříhání materiálů (uvedených v tab. 3.1) těchto vlastností:

ocel:  $R_{ms} = 300 \text{ MPa}$

hliník:  $R_{ms} = 90 \text{ MPa}$

měď:  $R_{ms} = 180 \text{ MPa}$

Tab. 3.1 – Výběr stříhaných materiálů (z přílohy č.1) [2]

Druh materiálu	Označení materiálu	Pevnost ve stříhu $R_{ms}$ (MPa)	Pevnost v tahu $R_m$ (MPa)	Tažnost $A$ (%)
Ocel	10 340	280 ÷ 360	340 ÷ 420	23 ÷ 25
	11 301.21	240 ÷ 340	280 ÷ 400	29
	11 321.20	240 ÷ 330	280 ÷ 380	30
	11 321.90	240 ÷ 340	270 ÷ 400	26 ÷ 30
	11 331.3	240 ÷ 340	280 ÷ 400	23 ÷ 26
	11 340.1	290 ÷ 360	340 ÷ 420	23 ÷ 25
	11 340.22	290 ÷ 400	340 ÷ 460	14
	11 341.20	240 ÷ 340	280 ÷ 400	26
Slitiny hliníku	12 010.1	min. 300	min. 340	24
	42 4057.1	50 ÷ 70	max. 110	20
	42 4432.2	90 ÷ 100	150	6
	42 4451.1	60 ÷ 80	max. 150	20
Měď	42 3001.1	180	200	30
	42 3003.1	180	210	30
	42 3005.1	180	400	2

Příklad výpočtu sřížné síly pro hliník, dosazením do (2.5):

$$F_{s,Al} = \frac{s^2 \cdot R_{ms}}{2 \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{5^2 \cdot 90}{2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ} = 4199 \text{ N} \quad (3.1)$$

$R_{ms}$  – mez pevnosti materiálu (hliníku) ve sříhu [MPa] (tab. 3.1)

$s$  – maximální tloušťka plechu dle zadání [mm]

$\lambda$  – úhel sklonu nože, volím  $\lambda = (7 \div 20)^\circ = 15^\circ$

Navržený analytický postup zjištění křivky ostří horního nože (s konstantním úhlem sříhu  $\lambda = 15^\circ$ ) viz příloha č. 2.

Velikost potřebné sřížné síly pro zadané materiály s různými tloušťkami v závislosti na úhlu sklonu nože uvádím v následující tabulce (tab. 3.2):

Tab. 3.2 – Závislost velikosti sřížné síly  $F_s$  [N] na velikosti úhlu sklonu nože  $\lambda$  [°]

	tloušťka materiálu $s$ [mm]	úhel sklonu nožů $\lambda$ [°]					
		7	10	13	<b>15</b>	18	20
hliník	1	366	255	195	168	138	124
	2	1466	1021	780	672	554	495
	3	3298	2297	1754	1511	1246	1113
	4	5864	4083	3119	2687	2216	1978
	5	9162	6380	4873	<b>4199</b>	3462	3091
měď	1	733	510	390	336	277	247
	2	2932	2042	1559	1344	1108	989
	3	6597	4594	3508	3023	2493	2225
	4	11728	8167	6237	5374	4432	3956
	5	18325	12760	9746	<b>8397</b>	6925	6182
ocel	1	1222	851	650	560	462	412
	2	4887	3403	2599	2239	1847	1648
	3	10995	7656	5847	5038	4155	3709
	4	19546	13611	10396	8957	7386	6594
	5	30541	21267	16243	<b>13995</b>	11541	10303

### 3.2 Volba a návrh převodu

Střížnou sílu je potřeba vyvodit pomocí zadané ovládací síly na páce  $F_p = 180 \text{ N}$ . V praxi jsem se setkal s délkou ovládací páky  $(0,6 \div 1,3) \text{ m}$ . V návrhu budu počítat s délkou páky  $L_p = 1 \text{ m}$ . Volím převod ozubenými koly.

#### 3.2.1 Postup výpočtu

Nejprve se přesvědčím, zda lze pomocí zvoleného typu převodu dosáhnout přestřižení 5 mm silného hliníkového plechu se střížnou silou  $F_s = 4199 \text{ N}$  (3.1) po celé délce nožů  $l = 200 \text{ mm}$ . Poté zjistím, jestli lze přestříhnout také ocel a měď (případně specifikuji maximální možnou délku stříhu/ tloušťku materiálu). Páku, respektive pastorek budu sklápět o úhel cca  $120^\circ$  [1]. Ověřím, zda je zajištěný potřebný pokles (otočení) nože.

Moment vyvozený ovládací pákou:

$$M_{k1} = F_p \cdot L_p = 180 \cdot 1 = 180 \text{ Nm} \quad (3.2)$$

Moment přenesený na nůž:

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i \cdot \eta_{OK} = 180 \cdot 6 \cdot 0,98 = 1058 \text{ Nm} \quad (3.3)$$

$F_p$  – ovládací síla na páce [N]

$L_p$  – délka ovládací páky [m]

$i$  – převodový poměr; s ohledem na dosažení dostatečného momentu a zajištění potřebného otočení nože volím  $i = 6$

$\eta_{OK}$  – účinnost ozubených kol,  $\eta_{OK} = 0,98$  [4]

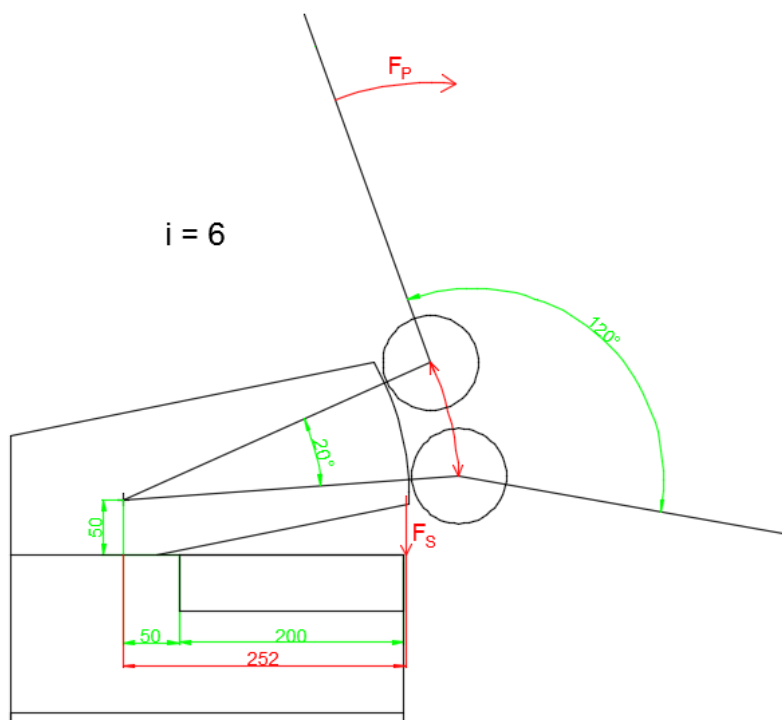
Moment  $M_{k2}$  vyvolaný nožem, vyvodí střížnou sílu ve vzdálenosti  $R$  od osy kola:

$$R = \frac{M_{k2} \cdot 1000}{F_s} = \frac{1058 \cdot 1000}{4199} = 252 \text{ mm} \quad (3.4)$$

Tato vzdálenost  $R$  je větší než součet délky nože  $l$  a vzdálenosti nože od otočného bodu  $(200 \text{ mm} + 50 \text{ mm})$  viz obr. 3.1. Z toho plyne, že takto navržené nůžky jsou schopny přestříhnout hliníkový plech o tloušťce 5 mm po celé délce nože.



Návrh nůžek s převodovým poměrem  $i = 6$ , zvoleným modulem  $m = 5$  (viz obr. 3.2), zuby pastorku  $z_1 = 17$  a s počtem zubů nehybného kola  $z_2 = 102$  viz obr. 3.1.



Obr. 3.1 – Schéma nůžek s převodem  $i = 6$

Dále zjistím, jak tlustý plech z mědi a oceli mohou nůžky přestříhnout.

Určení maximální střižné síly pro stříh po celé délce nože vyjádřením z (3.4):

$$F_{S,\max} = \frac{M_{k2} \cdot 1000}{R} = \frac{M_{k2} \cdot 1000}{l + 50} = \frac{1058 \cdot 1000}{250} = 4232 \text{ N} \quad (3.5)$$

Vyjádřením maximální tloušťky stříhaného materiálu  $s$ , z rovnice (2.5) dostanu maximální tloušťky plechu pro:

**měď:**

$$s_{\max} = \sqrt{\frac{F_{s,\max} \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} \lambda}{R_{ms}}} = \sqrt{\frac{4232 \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ}{180}} = 3,5 \text{ mm} \quad (3.6)$$

**ocel:**

$$s_{\max} = \sqrt{\frac{F_{s,\max} \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} \lambda}{R_{ms}}} = \sqrt{\frac{4232 \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ}{300}} = 2,75 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Dále zjistím, jakou maximální šířku plechu tloušťky 5 mm jsou nůžky schopny přestříhnout, vyjádřením  $l$  z rovnice (3.5) a dosazením střížných sil z tab. 3.2:

**měď:**

$$l = \frac{M_{k2} \cdot 1000}{F_s} - 50 = \frac{1058 \cdot 1000}{8397} - 50 = 76 \text{ mm} \quad (3.8)$$

**ocel:**

$$l = \frac{M_{k2} \cdot 1000}{F_s} - 50 = \frac{1058 \cdot 1000}{13995} - 50 = 26 \text{ mm} \quad (3.9)$$

Pro přehlednost uvádím souhrnnou tabulku střížných parametrů navrhovaných nůžek. Maximální délka stříhu plechu tloušťky 5 mm se ještě sníží o cca 16 mm (zjištěno odečtením z modelu v CADu), vlivem konstrukčního návrhu, který neumožňuje stříh této tloušťky hned od začátku nože.

Tab. 3.3 – Střížné parametry nůžek

		hliník	měď	ocel
maximální mez pevnosti ve stříhu	$R_{ms}$ [MPa]	90	180	300
maximální tloušťka stříhaného plechu	$s$ [mm]	5	3,5	2,75
maximální (teoretická) délka stříhu 5 mm plechu	$l_{\text{teor}}$ [mm]	200	76	26
maximální (skutečná) délka stříhu 5 mm plechu	$l_{\text{sk}}$ [mm]	184	50	10

### 3.2.2 Návrh geometrie soukolí

Nejprve navrhnu modul pomocí výpočtového programu *Modul* [10] viz obr. 3.2. Parametry, které vstupují do výpočtu, jsou následující:

zvolený počet zubů pastorku  $z_1 = 17$ , dle převodového poměru  $i = 6$  byl dopočítaný počet zubů nehybného kola  $z_2 = 102$ , moment vyvozený ovládací pákou  $M_{k1} = 180$  Nm dle (3.2), součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro dotyk  $K_{H\beta}$  zvolen nepřímou, určením půdorysného kinematického schématu č. 6, součinitel vnějších dynamických sil zvolen  $K_A = 1,5$  a materiál byl zvolen (také s ohledem na svařitelnost) pro obě kola konstrukční uhlíková ocel 12 020 (cementováno, kaleno).

**Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4** © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení:  
☒ Čelní  
☐ Kuželové  
☐ Hřeben

$z_1$ : 17  
 $z_2$ : 102  
 $\beta$ : 0 [°]  
 $T_1$ : 180 [N·m]  
 $\Psi_m$ : 4  
 Schéma: 6  
 $K_{H\beta}$ : 1.011  
 $K_A$ : 1.5  
 $\sigma_{Flimb}^0$ : 500 [MPa]  
 $\sigma_{Hlim}^0$ : 1210 [MPa]  
 $V_{HV}$ : 650

Buttons: Iisk, **Moduly**, Konec

**OHYB**

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$   
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$   
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

**DOTYK**

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$   
 $f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$   
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$   
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$   
 $\Psi_{d1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$   
 $u = \frac{z_2}{z_1}$   
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_n = 5.120$  [mm]  
 $b = 20.5$  [mm]

$m_{n \text{ ohyb}} = 4.273$  [mm]  
 $m_{n \text{ dotyk}} = 5.120$  [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 3.2 – Návrhový výpočet modulu [10]

Jelikož při daném použití soukolí otlačení nepředstavuje takové nebezpečí, jako lom zubu, budu se řídit získanou hodnotou modulu pro ohyb. Volím modul  $m = 5$  mm a šířku ozubení  $b = 20$  mm.

Nyní mohu přistoupit k samotnému návrhu geometrie soukolí pomocí programu *Geometrie* [9] viz obr. 3.3. Při výpočtu použiji parametry z výpočtu modulu a uvažuji standardní základní profil. Pracovní osovou vzdálenost jsem zaokrouhlil na  $a_w = 300$  mm. Hlavové průměry jsem zaokrouhlil na desetiny  $d_{a1} = 99,5$  mm a  $d_{a2} = 520,3$  mm.

Pozn.: Úchylka osové vzdálenosti pro skupinu bočních vřelí – B a třídu úchylek vzdáleností os – V, dle ČSN 01 4682: 1980 je rovna  $\pm 110$   $\mu$ m. Pracovní osová vzdálenost bude tedy rovna  $a_w = (300 \pm 0,11)$  mm.

Obr. 3.3 – Geometrický výpočet soukolí (vstupy) [9]

Tabulka geometrie soukolí viz příloha č. 3.

## 4 Pevnostní kontrola

Pevnostně budu kontrolovat ozubení, páku, čepy, svary těla svařence a šrouby připojení.

### 4.1 Kontrola ozubení

Pevnostní kontrola ozubení bude provedena pomocí programu ČSN [8].

OHYB				DOTYK			
$\sigma_{F1}$	= 198.6	$\sigma_{F2}$	= 206.9	$\sigma_{H1}$	= 970.3	$\sigma_{H2}$	= 970.3
$\sigma_{FP1}$	= 500.0	$\sigma_{FP2}$	= 500.0	$\sigma_{HP1}$	= 1028.5	$\sigma_{HP2}$	= 1028.5
$S_{F1}$	= 2.518	$S_{F2}$	= 2.416	$S_{H1}$	= 1.060	$S_{H2}$	= 1.060
$\sigma_{Fmax1}$	= 397.2	$\sigma_{Fmax2}$	= 413.8	$\sigma_{Hmax1}$	= 1372.2	$\sigma_{Hmax2}$	= 1372.2
$\sigma_{FPmax1}$	= 1000.0	$\sigma_{FPmax2}$	= 1000.0	$\sigma_{HPmax1}$	= 2600.0	$\sigma_{HPmax2}$	= 2600.0
$K_F$	= 1.820	$K_{Fv}$	= 1.000	$\sigma_{HO1}$	= 719.1	$\sigma_{HO2}$	= 719.1
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.011	$K_H$	= 1.820	$K_{Hv}$	= 1.000
$Y_\epsilon$	= 0.733	$Y_\beta$	= 1.000	$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.011
$Y_{FS1}$	= 3.515	$Y_{FS2}$	= 3.663	$K_A$	= 1.500	$K_{AS}$	= 2.000
$Y_{Fa1}$	= 2.221	$Y_{Fa2}$	= 2.158	$Z_\epsilon$	= 0.913	$Z_H$	= 2.412
$Y_{Sa1}$	= 1.583	$Y_{Sa2}$	= 1.697	$Z_{R1}$	= 0.850	$Z_{R2}$	= 0.850
				$Z_E$	= 191.646	$Z_\beta$	= 1.000

Obr. 4.1 – Výsledky pevnostního výpočtu soukolí [8]

Z obr. 4.1 je zřejmé, že:

Kontrola na ohyb i dotyk pro pastorek i kolo  $\sigma \leq \sigma_p \rightarrow$  vyhovuje.

Kontrola na jednorázové přetížení  $\sigma_{max} \leq \sigma_{pmax} \rightarrow$  vyhovuje.

Výsledná bezpečnost v ohybu je  $S_F = 2,416$  a v dotyku  $S_H = 1,06$ .

Navržené soukolí tedy **vyhovuje**.

Kompletní tabulka pevnostní kontroly ozubení, včetně vstupních parametrů viz příloha č.4.

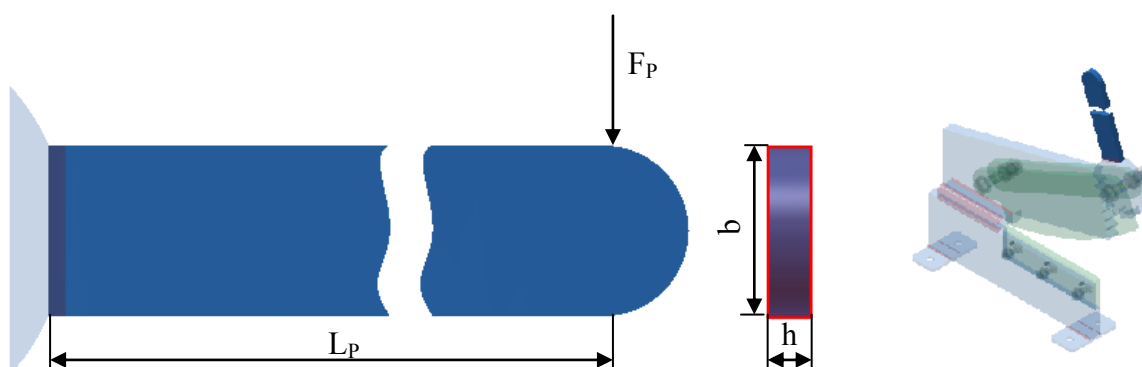
## 4.2 Kontrola ovládací páky

Ovládací páku budu kontrolovat na ohyb. Rovněž zkontroluji spojení (svar) páky s pastorkem.

Materiál páky volím – ocel 11 373 se zaručenou svařitelností s  $R_e = 250$  MPa dle [4].

Zvolený polotovár: PL 40 x 10 h11 – ČSN 42 6522.12 – 11 373.0

### Kontrola páky na ohyb



Obr. 4.2 – Působení síly na páku

Vyjdu z pevnostní podmínky namáhání páky na ohyb:

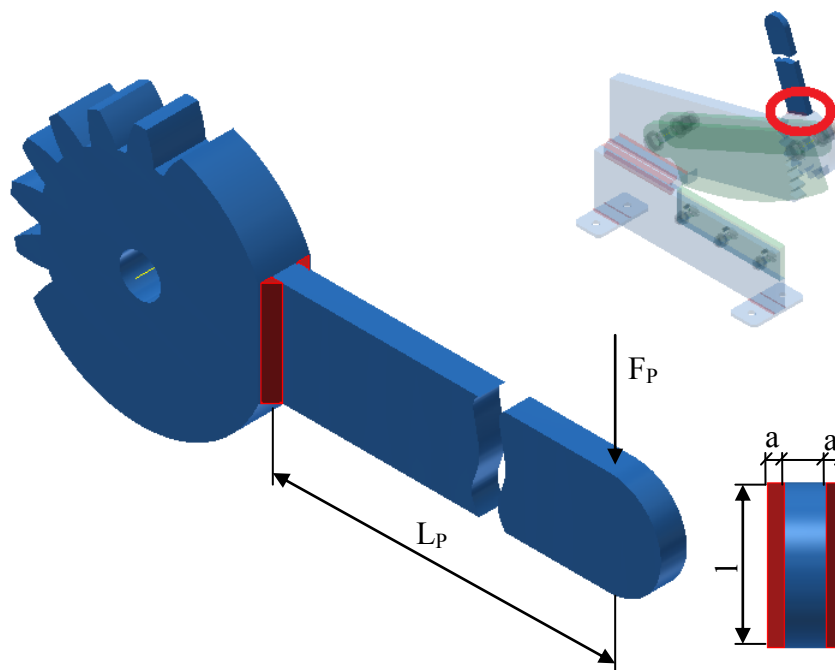
$$\begin{aligned}\sigma_o &\leq \sigma_{Do} \\ \sigma_o &= \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_p \cdot L_p}{\frac{b^2 \cdot h}{6}} = \frac{180 \cdot 1000}{\frac{40^2 \cdot 10}{6}} = 67,5 \text{ MPa} \\ 67,5 \text{ MPa} &\leq 110 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{4.1}$$

Dovolené napětí v ohybu pro zvolený materiál a statické zatížení volím  $\sigma_{Do} = 110$  MPa dle [6].

Navržená páka **vyhovuje**. Vychází mírně předimenzovaná. Bylo by možné její tloušťku ještě snížit. S ohledem na ergonomii je však větší tloušťka výhodou, proto ji nebudu dále měnit.

## Kontrola svaru páky s pastorkem

Dále zkontroluji spojení páky s pastorkem. Páka je svařena s pastorkem oboustranným koutovým svarem o velikosti  $a = 3 \text{ mm}$ . Převodní součinitel svaru pro koutový svar namáhaný tahovým napětím pro ruční svařování elektrickým obloukem volím  $k_{\perp} = 0,75$  dle [4]. Součinitel statické bezpečnosti volím  $k_s = 1,5$ .



Obr. 4.3 – Svarové spojení páky s pastorkem

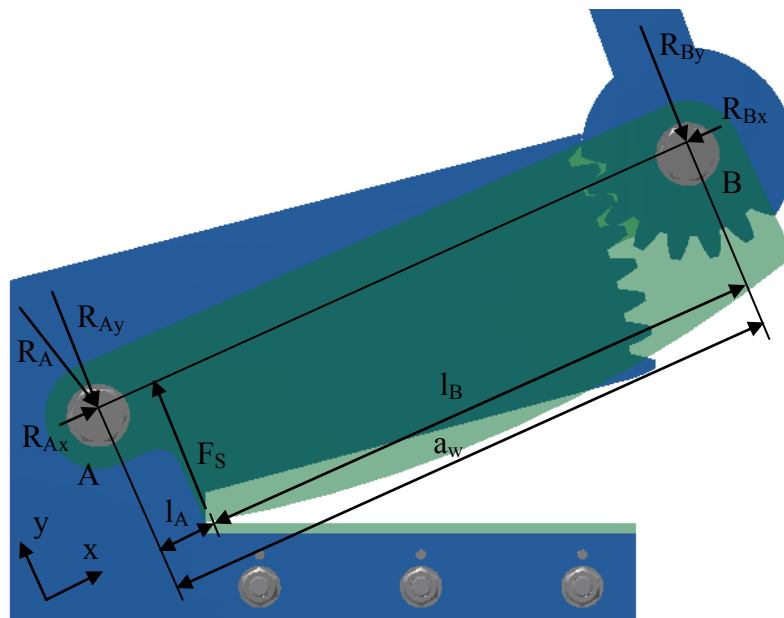
Pevnostní podmínka svaru na ohyb:

$$\begin{aligned} \tau_{\perp}^{M_o} &\leq \tau_{\perp Dsv} \\ \tau_{\perp}^{M_o(F_p)} &= \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_p \cdot L_p}{2 \cdot \frac{a \cdot l^2}{6}} = \frac{3 \cdot F_p \cdot L_p}{a \cdot l^2} = \frac{3 \cdot 180 \cdot 1000}{3 \cdot 40^2} = 112,5 \text{ MPa} \\ \tau_{\perp Dsv} &= k_{\perp} \cdot \frac{R_e}{k_s} = 0,75 \cdot \frac{250}{1,5} = 125 \text{ MPa} \\ 112,5 \text{ MPa} &\leq 125 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Navržený svar **vyhovuje**.

### 4.3 Pevnostní kontrola čepů

Pro čepy jsem použil lícované šrouby s třídou pevnosti 5.6 ( $R_e = 300$  MPa). Velikost reakcí v čepích je závislá na střížné síle (maximální střížná síla pro 5 mm ocelový plech je  $F_s = 13995$  N viz tab. 3.2), velikosti radiální síly v ozubení a poloze materiálu při stříhání. Nejvíce namáhaný bude čep pevného kola se střížnou silou na začátku nože.



Obr. 4.4 – Síly v čepích

Vyjdu z podmínek rovnováhy sil a momentů:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0: \\ R_{Ax} - R_{Bx} &= 0 \\ R_{Ax} &= R_{Bx} = R_r\end{aligned}\tag{4.3}$$

$R_r$  – reakce radiální síly v ozubení

$$R_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = 4200 \cdot \operatorname{tg} 21,27^\circ = 1635 \text{ N}\tag{4.4}$$

kde tečná síla v ozubení je rovna:

$$F_t = \frac{M_{kl}}{\frac{d_{wl}}{2}} = \frac{180 \cdot 10^3}{\frac{85,71}{2}} = 4200 \text{ N}\tag{4.5}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0: \\ F_s \cdot l_A - R_{By} \cdot (l_A + l_B) &= 0 \\ R_{By} &= \frac{F_s \cdot l_A}{l_A + l_B} = \frac{13995 \cdot 50}{50 + 250} = 2332,5 \text{ N}\end{aligned}\tag{4.6}$$



Dosažením  $R_{By}$  z momentové rovnováhy do rovnováhy sil získám  $R_{Ay}$ .

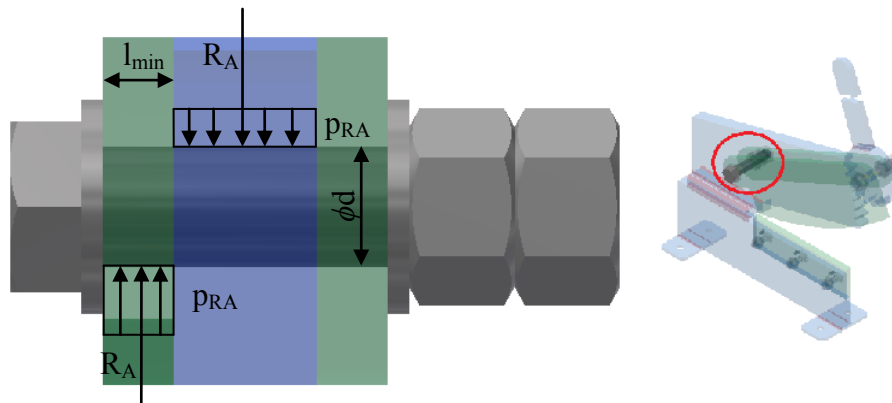
$$\begin{aligned}\Sigma F_y &= 0: \\ -R_{Ay} + F_S - R_{By} &= 0 \\ R_{Ay} &= F_S - R_{By} = 13995 - 2332,5 = 11662,5 \text{ N}\end{aligned}\quad (4.7)$$

Výsledná maximální reakce v čepu:

$$R_A = \sqrt{R_r^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1635^2 + 11662,5^2} = 11777 \text{ N} \quad (4.8)$$

### Návrh průměru čepu

Při návrhu průměru čepu vyjdu z kontroly na střih a otláčení.



Obr. 4.5 – Síly v čepech

Výpočet minimálního průměru šroubu z namáhání na střih:

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{R_A}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \frac{R_{es}}{k} \\ d &= \sqrt{\frac{2 \cdot R_A \cdot k}{\pi \cdot R_{es}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot R_A \cdot k}{\pi \cdot 0,577 \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 11777 \cdot 1,7}{\pi \cdot 0,577 \cdot 300}} = 8,581 \text{ mm}\end{aligned}\quad (4.9)$$

Volím šroub M16 x 75 ČSN 02 1111.15.

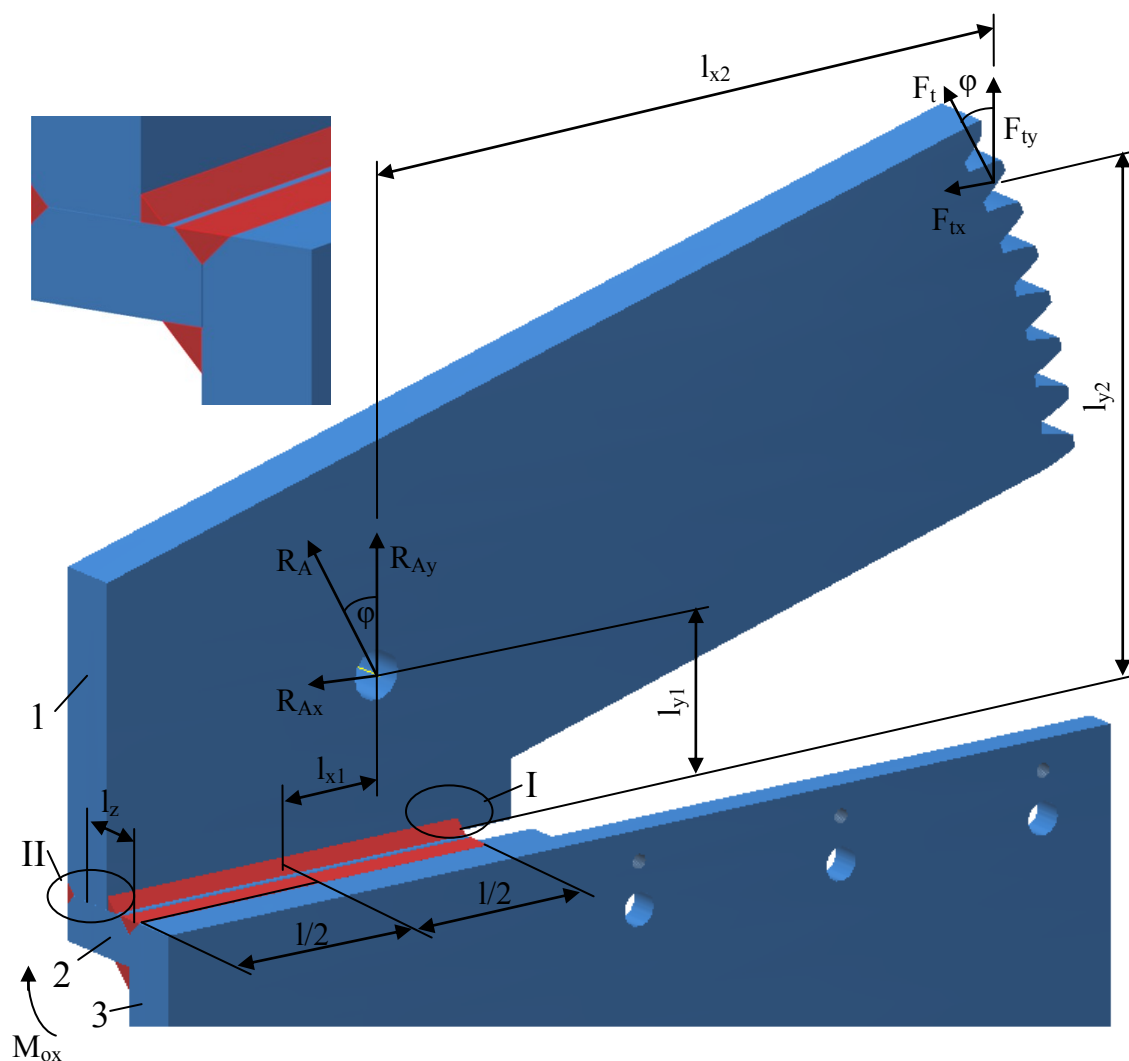
Dále zkontroluji navržený čep na otláčení:

$$\begin{aligned}p &= \frac{R_A}{d \cdot l_{\min}} \leq p_D \\ p &= \frac{11777}{16 \cdot 10} = 73,6 \text{ MPa} \\ 73,6 \text{ MPa} &\leq 80 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (4.10)$$

**Vyhovuje.** Pro otláčovanou šířku  $l_{\min} = 10 \text{ mm}$  a dovolený tlak  $p_D = 120 \text{ MPa}$  (ocel – ocel dle [4]), který ještě snižují v důsledku namáhání třením na  $p_D = 80 \text{ MPa}$ .

#### 4.4 Pevnostní kontrola svařence těla nůžek

Působení sil a pozice svarů svařence těla nůžek jsou zobrazeny na obr. 4.6.



Obr. 4.6 – Síly ve svařenci těla nůžek

Z obrázku je patrné, že tělo je svařeno ze tří hlavních částí. Jednotlivé díly jsou k sobě přivařeny kombinací tupého a koutového svaru. Charakteristický rozměr svaru ( $a$  – rozměr koutového svaru a  $s$  – rozměr tupého svaru) volím u obou typů stejný. Pro svar mezi díly 1 a 2 volím  $a = 3$  mm. Svar mezi díly 2 a 3 je navíc namáhán ohybovým momentem, proto volím rozměr svaru větší  $a = 5$  mm.

## Výpočet horizontálních svarů mezi díly 1 a 2

Svary budou namáhané na tah od ohybového momentu, přičemž napětí v koutovém a tupém svaru se různí jen převodním součinitelem pro tah –  $k_{\perp}$ . Pro jednoduchost budu počítat s menším ze součinitelů (budu na straně bezpečnosti), tedy pro koutový svar  $k_{\perp} = 0,75$  dle [4]. Dále budou svary namáhané smykem, kde rovněž volím menší hodnotu součinitele, tedy pro koutový svar  $k_{\parallel} = 0,65$  dle [4]. Budu počítat s mezí kluzu pro materiál dílu 2 (ocel 11 373), která je rovna  $R_e = 250$  MPa dle [4].

Svary budou zatěžovány tečnou silou v ozubení  $F_t = 4200$  N viz (4.5) a maximální reakcí v pevném čepu  $R_A = 11777$  N viz (4.8).

Tyto zatěžující síly svírají se svislými složkami (osou y) úhel  $\varphi$ . Tento úhel svírá také spojnice os pevného kola a pastorku (v horní poloze pohyblivého nože, kdy je reakce na pevný čep největší) s horizontální polohou. Velikost úhlu  $\varphi$  je potřebná pro rozklad sil, plyne z konstrukčního návrhu a je roven  $\varphi = 24^\circ$ .

Rozklad sil do složek:

$$R_{Ax} = R_A \cdot \sin \varphi = 11777 \cdot \sin 24^\circ = 4790 \text{ N} \quad (4.11)$$

$$R_{Ay} = R_A \cdot \cos \varphi = 11777 \cdot \cos 24^\circ = 10759 \text{ N} \quad (4.12)$$

$$F_{tx} = F_t \cdot \sin \varphi = 4200 \cdot \sin 24^\circ = 1708 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$F_{ty} = F_t \cdot \cos \varphi = 4200 \cdot \cos 24^\circ = 3837 \text{ N} \quad (4.14)$$

Velikost napětí budu zkoumat v místech I a II viz obr. 4.6.

**Velikost působících napětí:**

$$\tau_{\perp}^{R_{Ay}} = \frac{R_{Ay}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{10759}{2 \cdot 3 \cdot 130} = 13,79 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

$$\tau_{\perp}^{F_{ty}} = \frac{F_{ty}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{3837}{2 \cdot 3 \cdot 130} = 4,92 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

$$\tau_{\perp}^{M_o(R_{Ay})} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_{Ay} \cdot l_{x1}}{2 \cdot \frac{a \cdot l^2}{6}} = \frac{10759 \cdot 35}{2 \cdot \frac{3 \cdot 130^2}{6}} = 22,28 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

$$\tau_{\perp}^{M_o(R_{Ax})} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_{Ax} \cdot l_{y1}}{2 \cdot \frac{a \cdot l^2}{6}} = \frac{4790 \cdot 55}{2 \cdot \frac{3 \cdot 130^2}{6}} = 15,59 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

$$\tau_{\perp}^{M_o(F_{y_1})} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{y_1} \cdot l_{x2}}{2 \cdot \frac{a \cdot l^2}{6}} = \frac{3837 \cdot 230}{2 \cdot \frac{3 \cdot 130^2}{6}} = 55,22 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

$$\tau_{\perp}^{M_o(F_{x_1})} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{x_1} \cdot l_{y2}}{2 \cdot \frac{a \cdot l^2}{6}} = \frac{1708 \cdot 165}{2 \cdot \frac{3 \cdot 130^2}{6}} = 16,68 \text{ MPa} \quad (4.20)$$

$$\tau_{//}^{R_{Ax}} = \frac{R_{Ax}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{4790}{2 \cdot 3 \cdot 130} = 6,14 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

$$\tau_{//}^{F_{x_1}} = \frac{F_{x_1}}{2 \cdot a \cdot l} = 1708 = 2,19 \text{ MPa} \quad (4.22)$$

**Velikost  $\perp$  napětí v místě I:**

$$\begin{aligned} \tau_{\perp}^I &= \tau_{\perp}^{R_{Ay}} + \tau_{\perp}^{F_{y_1}} + \tau_{\perp}^{M_o(R_{Ay})} + \tau_{\perp}^{M_o(R_{Ax})} + \tau_{\perp}^{M_o(F_{y_1})} + \tau_{\perp}^{M_o(F_{x_1})} \\ \tau_{\perp}^I &= 13,79 + 4,92 + 22,28 + 15,59 + 55,22 + 16,68 \\ \tau_{\perp}^I &= 128,48 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.23)$$

**Velikost  $\perp$  napětí v místě II:**

$$\begin{aligned} \tau_{\perp}^{II} &= \tau_{\perp}^{R_{Ay}} + \tau_{\perp}^{F_{y_1}} - \tau_{\perp}^{M_o(R_{Ay})} - \tau_{\perp}^{M_o(R_{Ax})} - \tau_{\perp}^{M_o(F_{y_1})} - \tau_{\perp}^{M_o(F_{x_1})} \\ \tau_{\perp}^{II} &= 13,79 + 4,92 - 22,28 - 15,59 - 55,22 - 16,68 \\ \tau_{\perp}^{II} &= -91,06 \text{ MPa (tlak)} \end{aligned} \quad (4.24)$$

**Velikost  $//$  napětí:**

$$\begin{aligned} \tau_{//} &= \tau_{//}^{R_{Ax}} + \tau_{//}^{F_{x_1}} = 6,14 + 2,19 \\ \tau_{//} &= 8,33 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.25)$$

**Výsledné napětí v místě I:**

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{red}}^I &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^I}{k_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//}}{k_{//}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{128,48}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{8,33}{0,65}\right)^2} = 171,79 \\ \sigma_{\text{red}}^I &= 171,79 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.26)$$

**Výsledné napětí v místě II:**

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{red}}^{II} &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{II}}{k_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//}}{k_{//}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{-91,06}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{8,33}{0,65}\right)^2} = 122,09 \\ \sigma_{\text{red}}^{II} &= 122,09 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.27)$$

### Kontrola statické bezpečnosti:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{red max}} &\leq \beta \cdot \sigma_D \\ \sigma_{\text{red max}} &\leq \beta \cdot \frac{R_e}{k_s}\end{aligned}\quad (4.28)$$

Tloušťka svaru  $t$ :

$$t = \sqrt{2} \cdot a = \sqrt{2} \cdot 3 = 4,24 \text{ mm}$$

Součinitel tloušťky svaru  $\beta$  pro  $t < 10 \text{ mm}$ :

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 4,24 = 1,17$$

Součinitel statické bezpečnosti odvozením z (4.28):

$$\begin{aligned}k_s &= \beta \cdot \frac{R_e}{\sigma_{\text{red max}}} = \beta \cdot \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}^I} \\ k_s &= 1,17 \cdot \frac{250}{171,79} \\ k_s &= 1,7\end{aligned}\quad (4.29)$$

Výsledná statická bezpečnost svaru mezi díly 1 a 2 je pro  $a = 3 \text{ mm}$  rovna  $k_s = 1,7$ .

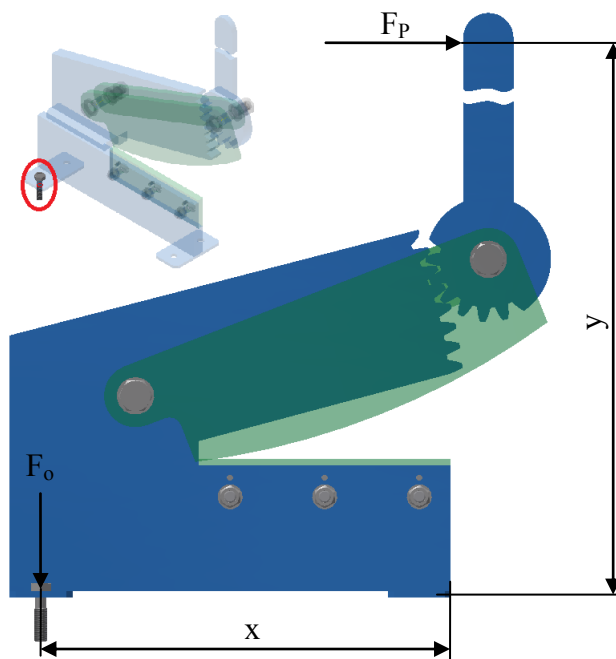
### Vertikální svary mezi díly 2 a 3

Namáhání ve svarech mezi díly 2 a 3 je poněkud komplikovanější. Svary budou namáhány současně krutem a smykem působením sil  $R_A$  a  $F_t$ . Dále budou svary namáhány také na ohyb, vyvozený těmito silami na rameni  $l_z$ , za vzniku ohybového momentu  $M_{ox}$ .

Vzhledem k charakteru zatěžování a faktu, že rameno ohybového momentu není příliš dlouhé, nebudu svary kontrolovat. Navrhuji zvětšit svary mezi díly 2 a 3 na  $a = 5 \text{ mm}$ . Předpokládám, že toto zesílení svarů v porovnání se svary mezi díly 1 a 2 dostatečně zvýší jejich únosnost. V případě výroby doporučuji svary zkontrolovat v některém z MKP programů (Ansys, Comsol, aj.).

#### 4.5 Kontrola šroubů připojení ke stolu

Nůžky budou přišroubované ke stolu čtyřmi šrouby (třídy pevnosti 5.6). Téměř všechnu sílu budou přenášet 2 šrouby v zadní části nůžek. A budou namáhány na tah (od klopného momentu, který vyvolá ovládací síla na páce kolem otočného bodu) viz obr. 4.7. Dále budou šrouby namáhány na smyk a krutem od utahovacího momentu, což zohledňuji zvýšením součinitele statické bezpečnosti na  $k_s = 3$ .



Obr. 4.7 – Namáhání šroubů připojení ke stolu

Osová síla ve šroubu z momentové rovnováhy:

$$\begin{aligned}\Sigma M &= 0: \\ 2 \cdot F_O \cdot x - F_P \cdot y &= 0 \\ F_O &= \frac{F_P \cdot y}{2 \cdot x} = \frac{180 \cdot 1270}{2 \cdot 325} = 352 \text{ N}\end{aligned}\tag{4.30}$$

Průměr  $d_3$  z namáhání na tah:

$$\begin{aligned}\sigma_t &= \frac{F_O}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s} \\ d_3 &= \sqrt{\frac{4 \cdot F_O \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 352 \cdot 3}{\pi \cdot 300}} = 2,117 \text{ mm}\end{aligned}\tag{4.31}$$

Volím šroub M10 – 5.6.

Kontrola měrného tlaku v závitech:

$$\begin{aligned} p &= \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_D \\ H_1 &= \frac{d - D_1}{2} = \frac{10 - 8,376}{2} = 0,812 \\ p &= \frac{352}{\pi \cdot 9,026 \cdot 0,812 \cdot 1} = 15,29 \text{ MPa} \\ 15,29 \text{ MPa} &\leq 120 \text{ MPa} \end{aligned} \tag{4.32}$$

$z$  – počet nosných závitů (uvažuji nejhorší možnost, tedy pouze 1 nosný závit  $z = 1$ )

$H_1$  – nosná hloubka závitu

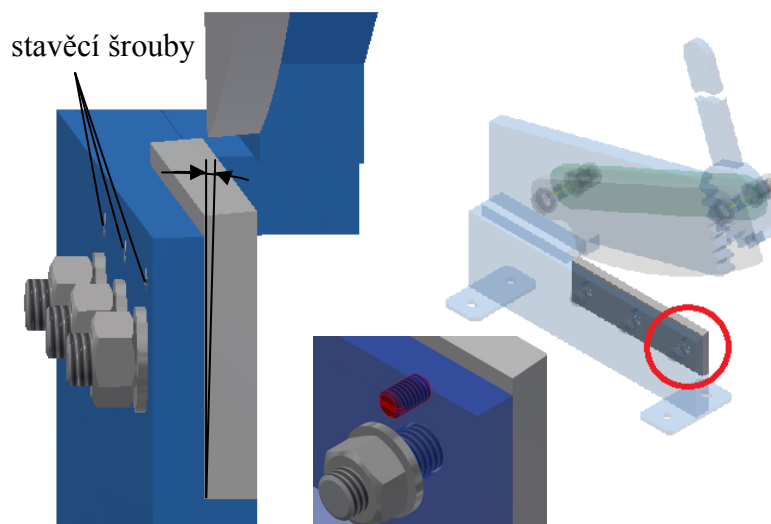
$p_D$  – dovolený tlak v závitech (pro ocel – ocel volím  $p_D = 120 \text{ MPa}$  dle [4])

Podmínka měrného tlaku v závitech byla splněna. Navržené šrouby M10 – 5.6 tedy vyhovují. Díra pro šroub pro střední řadu je  $\phi d = 11 \text{ mm}$ .

## 5 Konstrukce přídavných zařízení

### 5.1 Nastavení střížné mezery

Nůžky jsou vybaveny plynulým nastavením střížné mezery. Za provozu se mezera vlivem součtu všech vůlí v mechanismu zvětšuje, proto je dobré mít možnost plynulého nastavení střížné mezery. Samotné nastavení střížné mezery je umožněno naklopením horní části spodního nehybného nože pomocí stavěcích šroubů (obr. 5.1). Zvolil jsem toto konstrukční řešení, protože se mi jeví výhodnější (v porovnání například s distančními podložkami), zejména díky plynulému nastavení střížné mezery. Určení střížné mezery dle druhu a tloušťky materiálu viz kapitola 2.2.



Obr. 5.1 – Nastavení střížné mezery

### 5.2 Doporučení použití dalších přídavných zařízení

Dále nechávám na zvážení použití přidržovače stříhaného materiálu, který zabraňuje zvedání plechu, ke kterému dochází působením ohybového momentu při stříhání. Přidržovač lze vidět například na obr. 1.2.

Z bezpečnostního hlediska je vhodné vybavit nůžky vhodným zajištěním proti nechtěnému uvedení do provozu, či zamezení manipulace nepovolaným osobám. Doporučuji dovybavit nůžky bezpečnostním řetízkem nebo jiným technickým prostředkem.



## 6 Závěr

V bakalářské práci jsem se zabýval návrhem ručních dílenských pákových nůžek určených pro stříhání plechu. Vypracoval jsem stručnou rešerši. Následně jsem popsal teorii stříhání. Pomocí teorie stříhání se skloněnými noži jsem určil střížné síly pro přestřížení zadaných materiálů. Uvedl jsem dva způsoby určení velikosti střížné mezery (početně/z grafu).

Hlavní částí práce byl konstrukční návrh nůžek a pevnostní kontrola kritických míst. Nůžky jsou navrženy pro stříhání plechů z oceli, slitin hliníku a mědi (s hodnotami meze pevnosti ve stříhu:  $R_{ms, ocel} = 300$  MPa,  $R_{ms, Al} = 90$  MPa,  $R_{ms, Cu} = 180$  MPa) pro zadanou ovládací sílu  $F_p = 180$  N, maximální tloušťku plechu  $s = 5$  mm a délku nožů  $l = 200$  mm. Navrhl jsem převod ozubenými koly s převodovým poměrem  $i = 6$ . Ozubení jsem navrhl a pevnostně zkontroloval pomocí programů *Modul* [10], *Geometrie* [9] a *ČSNw* [8].

Zabýval jsem se také návrhem vhodného tvaru horního pohyblivého nože pro zajištění konstantní střížné síly. Navrhl jsem analytický způsob zjištění křivky s konstantním úhlem stříhu  $\lambda = 15^\circ$  (viz příloha č. 2). Při návrhu tvaru nože je snahou dosáhnout maximální střížné síly (kombinací úhlu stříhu a převodového poměru), přičemž je třeba dbát na potřebné natočení (pokles) nože při daném převodovém poměru. Čím je převodový poměr větší, tím je menší pokles nože.

Dále jsem podrobil pevnostní kontrole páku, svar páky s pastorkem, čepy, svary těla nůžek a šrouby připojení těla ke stolu.

Nakonec jsem popsal nastavení střížné mezery (pomocí stavěcích šroubů) a doporučil použití přidavných zařízení (přidržovač a bezpečnostní zajištění).

Konstrukční návrh pákových nůžek vyhovuje zadání bakalářské práce, kontrolované součásti vyhovují pevnostním kontrolám.

## 7 Seznam použité literatury

- [1] ČADA, Radek. *Technologie I: zákony plastické deformace kovů, dělení materiálu, slévání*. Dotisk 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-1274-8.
- [2] ČADA, Radek. *Technologie tváření, slévání a svařování: stříhání a tažení plechu, objemové tváření zastudena (návodů do cvičení)*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 89 s. ISBN 978-80-248-2126-9.
- [3] ČERNOCH, Svatopluk a Ivo BERNARD. *Strojně technická příručka*. 13., upr. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1977, 1294 s.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů – teorie + projekty*. Elektronické skriptum. VŠB-TU Ostrava, 2015. 398 s. [online]. © 2002-2015 [cit. 2016-02-26]  
Dostupné z: <[http://www.347.vsb.cz/files/kal01/kompletni\\_studijni\\_material.pdf](http://www.347.vsb.cz/files/kal01/kompletni_studijni_material.pdf)>
- [5] KLETEČKA, Jaroslav a FOŘT, Petr. *Technické kreslení*. 1. vyd. Brno: CP Books, 2005. 252 s. ISBN 80-251-0498-2.
- [6] LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 5. upravené vydání. Úvaly: ALBRA, 2011. 927 s. ISBN 978-7361-081-4.
- [7] LENFELD, Petr. *Technologie plošného tváření-stříhání* [online]., 26-Nov-2008 [cit. 2016-02-26]. Dostupné z WWW:  
<[http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/sekce/06.htm](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/06.htm)>

### Software

- [8] NĚMČEK, M.: *Program CSNw – ČSN 01 4686*, verze 3.0, VŠB-TU Ostrava, 2011.
- [9] NĚMČEK, M.: *Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol*, verze 4.0, VŠB-TU Ostrava, 2015.
- [10] NĚMČEK, M.: *Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4*, VŠB-TU Ostrava, 5/2007.

### Katalogy

- [11] Internetový obchod Rakouské společnosti Holzmann. [2016-03-02]  
Dostupné z: <<http://www.holzmann-maschinen.at>>
- [12] Internetový obchod společnosti Eastwood z USA. [2016-03-02]  
Dostupné z: <<http://www.eastwood.com/throatless-shear.html>>

## **Seznam příloh**

Příloha č. 1 – Přehled některých mechanických vlastností pro vybrané materiály [2]

Příloha č. 2 – Analytický postup zjištění křivky ostří horního nože (s konstantním úhlem stříhu  $\lambda = 15^\circ$ )

Příloha č. 3 – Geometrie navrženého soukolí

Příloha č. 4 – Pevnostní kontrola soukolí.

## **Výkresová dokumentace**

Sestava nůžek – výkres č. BP-TOS0015-PN-S

Výrobní výkres horního nože – výkres č. BP-TOS0015-PN-HN

## Příloha č. 1

Přehled některých mechanických vlastností pro vybrané materiály [2]:

Druh materiálu	Označení materiálu	Pevnost ve střihu $R_{ms}$ (MPa)	Pevnost v tahu $R_m$ (MPa)	Tažnost $A$ (%)
Ocel	10 340	280 ÷ 360	340 ÷ 420	23 ÷ 25
	10 370	320 ÷ 400	370 ÷ 450	18 ÷ 20
	10 422	360 ÷ 450	420 ÷ 500	18 ÷ 20
	11 301.21	240 ÷ 340	280 ÷ 400	29
	11 321.20	240 ÷ 330	280 ÷ 380	30
	11 321.90	240 ÷ 340	270 ÷ 400	26 ÷ 30
	11 331.3	240 ÷ 340	280 ÷ 400	23 ÷ 26
	11 340.1	290 ÷ 360	340 ÷ 420	23 ÷ 25
	11 340.22	290 ÷ 400	340 ÷ 460	14
	11 341.20	240 ÷ 340	280 ÷ 400	26
	11 500	440 ÷ 530	500 ÷ 600	15 ÷ 17
	12 000.20	700	max. 800	–
	12 010.1	min. 300	min. 340	24
	12 020.20	330 ÷ 440	380 ÷ 500	23
	12 040.1	min. 430	min. 500	19
	12 050.1	min. 480	min. 560	16
	13 180.20	700	max. 800	14
	14 160.0	820	950	–
	14 220.30	560	max. 650	–
	17 021.2	470	550	21
	17 021.3	470	550	–
	17 022.2	520	600	–
	17 041.21	600	700	–
	17 246.1	560	650	58
Slitiny hliníku	42 4057.1	50 ÷ 70	max. 110	20
	42 4203.1	120 ÷ 130	max. 240	12
	42 4203.6	270 ÷ 290	450	12 ÷ 14
	42 4412.1	110 ÷ 120	max. 230	16
	42 4432.2	90 ÷ 100	150	6
	42 4451.1	60 ÷ 80	max. 150	20
Mosaz	42 3212.1	260	300	42
	42 3212.2	300	350	25
	42 3222.3	360	420	15
	42 3256.3	430	500	5
Bronz	42 3016.1	300	350	40
	42 3016.2	350	400	25
	42 3035.1	480	550	5
Měď	42 3001.1	180	200	30
	42 3001.3	260	300	4
	42 3003.1	180	210	30
	42 3005.1	180	400	2

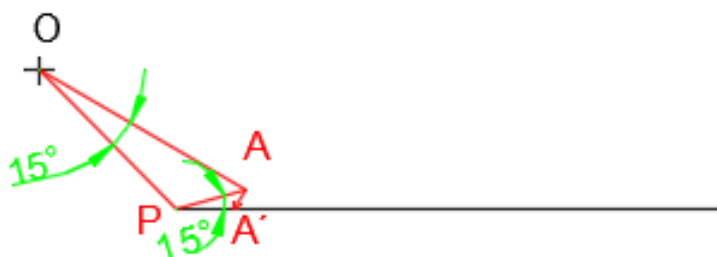
## Příloha č. 2 (1/2)

Navržený analytický postup zjištění křivky ostří horního nože (s konstantním úhlem stříhu  $\lambda = 15^\circ$ ):

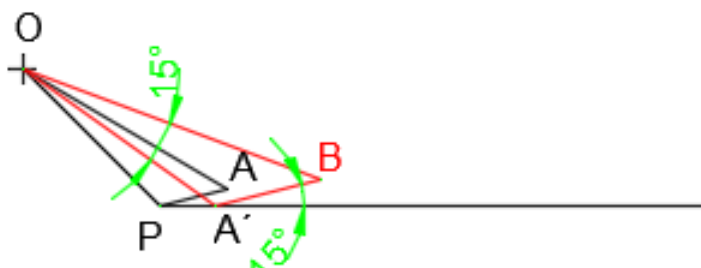
- 1) Spodní nůž délky 200 mm a zvolení polohy otočného bodu O



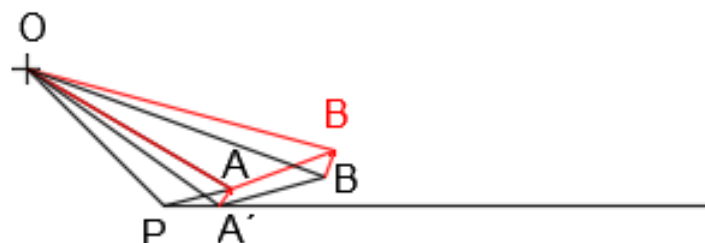
- 2) Vytvoření trojúhelníku OPA; bod A' -> otočením bodu A kolem O



- 3) Vytvoření trojúhelníku OA'B



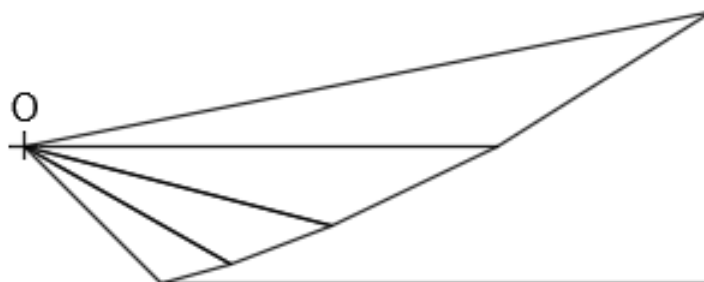
- 4) Vytvoření trojúhelníku OAB; otočením OA'B kolem O tak, že A' se zobrazí na A



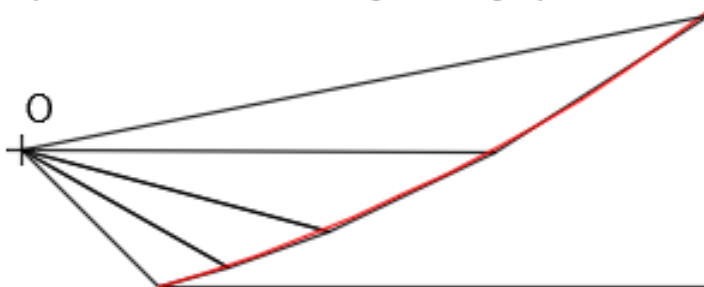
## Příloha č. 2 (2/2)

Navržený analytický postup zjištění křivky ostří horního nože (s konstantním úhlem stříhu  $\lambda = 15^\circ$ ):

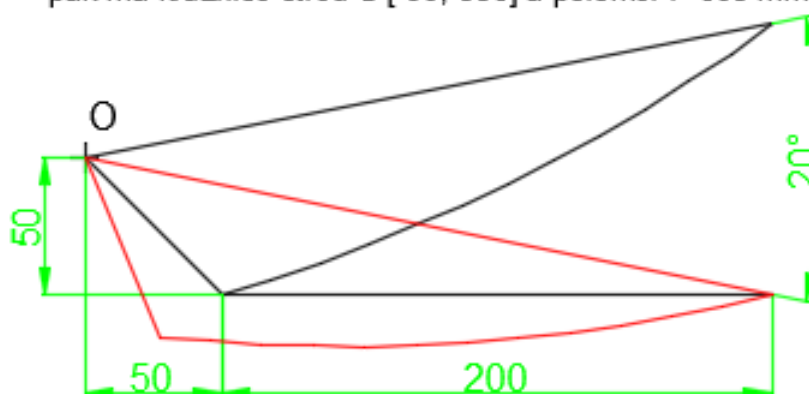
- 5) Opakuji body 2) až 4), dokud nevznikne celý nůž



- 6) Vzniklé úsečky aproximují kružnicí (tečna, tečna, tečna)  
Zavedeme-li souřadnicový systém, kde O [0;0],  
pak má kružnice střed S [-90; 536] a poloměr  $r=603$  mm



- 7) Zobrazení nože, včetně dolní polohy
- Úhel sklonu ostří  $\lambda=15^\circ$
  - Úhel natočení nože z horní do spodní polohy je  $20^\circ$
  - Je-li O [0;0] střed souřadnicového systému,  
pak má kružnice střed S [-90; 536] a poloměr  $r=603$  mm



### Příloha č. 3

Geometrie navrženého soukolí [9]:

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	$j_n$	[mm]		0.0000	
Počet zubů	$z$	[-]	17		102
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	17.000		102.000
Normální modul	$m_n$	[mm]		5.000	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		5.000	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		0	
Úhel záběru čelní	$\alpha_t$	[°]		20.00000	
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	[°]		21.27307	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	[mm]		300.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a_d$	[mm]		297.50000	
Osová vzdálenost bezvůlová	$a_{jn}$	[mm]		300.00000	
Jednotková korekce bezvůlová	$x_{jn}$	[-]	0.46647	$\Sigma = 0.51541$	0.04894
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.46647	$\Sigma = 0.51541$	0.04894
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	2.33236		0.24470
Jednotková změna výšky hlavy	$k^c$	[-]		0.01541	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	77.16472		497.98940
základní kružnice	$d_b$	[mm]	79.87387		479.24324
kr.začátku evolventy	$d_{ff}$	[mm]	81.00226		501.17133
kružnice začátku záběru	$d_{Nf}$	[mm]	81.29044		504.72800
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	85.71429		514.28571
roztečné kružnice	$d$	[mm]	85.00000		510.00000
kružnice konce záběru	$d_{Na}$	[mm]	99.50000		520.30000
kružnice srážecí hrany	$d_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	99.50000		520.30000
Tvarový přesah	$c_f$	[mm]	0.14409		1.77834
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---		11.69518
základní kružnici	$s_b$	[mm]	10.16623		14.69054
začátku evolventy	$s_{ff}$	[mm]	10.18242		10.83042
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	9.36182		6.47814
roztečné kružnici	$s$	[mm]	9.55180		8.03211
začátku sražení	$s_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	2.32266		4.09674
Výška paty	$h_f$	[mm]	3.91764		6.00530
hlavy	$h_a$	[mm]	7.25000		5.15000
zubu	$h$	[mm]	11.16764		11.15530
Společná šířka kol	$b$	[mm]		20.000	
Délka evolventy	$ev$	[mm]	10.45049		10.19284
Délka funkční evolventy	$ev$	[mm]	10.30411		8.32653
Měrný skluz na patě		[-]	-1.23455		-1.24811
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.55518		0.55248
Poměr b/d	$\psi_d$	[-]	0.235		0.039
Poměr b/ $m_n$	$\psi_m$	[-]		4.000	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.49802	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		1.49802	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		20.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{xmin}$	[mm]		20.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{xmax}$	[mm]		40.00000	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		15.70796	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		14.76066	
Kontrolní rozměr přes zuby	$W$	[mm]	39.68754		177.05777
Měřeno na průměru	$d_W$	[mm]	89.19045		510.90462
Počet měřených zubů	$z_w$	[-]	3		12
Minimální šířka kola pro měření	$b_{min}$	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	$s_c$	[mm]	8.43445		7.09253
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	$h_c$	[mm]	5.71506		3.85927
Kontrolní rozměr přes kuličky	$M$	[mm]	95.36976		528.16213
Průměr kuličky	$d_t$	[mm]	7.17667		10.11920
Průměr kontaktu kuliček	$d_M$	[mm]	85.71429		514.28571
ZÁKLADNÍ PROFIL					
Poměrná výška hlavy profilu	$h_{ap}^*$	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c_p^*$	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	$\rho_{fp}^*$	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	$\alpha_p$	[°]		20.00000	

## Příloha č. 4

Pevnostní kontrola soukolí [8]:

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 22:33:12 Datum - 21.3.2018  
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

Geometrie

z1= 17.0 z2= 102.0  
x1= 0.4665 x2= 0.0489  
da1= 99.500[mm] da2= 520.300[mm]  
mn= 5.000[mm] aw= 300.000[mm]  
Alfa= 20.000[°] Beta= 0.000[°]  
Epsalfa= 1.498 Epsbeta= 0.000

Parametry základního profilu

ha1\*= 1.0000 ha2\*= 1.0000  
ca1\*= 0.2500 ca2\*= 0.2500  
Rof1\*= 0.3800 Rof2\*= 0.3800

Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 500.0[MPa] Sigma0Flimb2= 500.0[MPa]  
Sigma0Hlim1 = 1210.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1210.0[MPa]  
12 020 12 020  
cementovaná kalená cementovaná kalená

Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet

T1= 180.0[N.m]  
YA1= 1.000 YA2= 1.000  
KA= 1.500 KAS= 2.000

Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 20.0 b2= 20.0 db= 0.0

Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 0.850 ZLZRZv2= 0.850

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí ČSN 01 4686

KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 198.8 SigmaF2 = 206.9  
SigmaFP1= 500.0 SigmaFP2= 500.0  
SF1= 2.515 SF2= 2.417

SigmaFmax1 = 397.6 SigmaFmax2 = 413.8  
SigmaFPmax1= 1000.0 SigmaFPmax2= 1000.0

Ostatní součinitele

KF= 1.820 KFv= 1.000  
KFalfa= 1.200 KFbeta= 1.011  
Ypsilon= 0.734 Ybeta= 1.000  
YFS1= 3.513 YFS2= 3.656  
YFa1= 2.220 YFa2= 2.154  
Ysa1= 1.583 Ysa2= 1.697

KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 971.0 SigmaH2 = 971.0  
SigmaHP1= 1028.5 SigmaHP2= 1028.5  
SH1= 1.059 SH2= 1.059

SigmaHmax1 = 1373.2 SigmaHmax2 = 1373.2  
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele

KH= 1.820 KHv= 1.000  
KHalfa= 1.200 KHBeta= 1.011  
KA= 1.500 KAS= 2.000  
Zepsilon= 0.913 ZH= 2.412  
ZE= 191.646 Zbeta= 1.000